

摩擦を利用した高速回転摺動部用ダンパの提案

Proposal of Novel Friction Damper for High-Speed Rotating Hub

宮崎・山崎研究室

Miyazaki-Yamazaki Laboratory

村上 太地

Taichi Murakami

Self-deployable truss is light and excellent at storing, so it is suitable for large space structure. However, exceeding of deploying speed causes detachment of boom and becomes main reason of failure of deployment. Solution for exceeding of deploying speed haven't been considered well. Therefore, developing mechanism to control rotational speed is an important subject. In this paper, A damper mechanism to control deploying speed is proposed and verified by a performance test. The proposed damper utilizes friction, and the coefficient of friction must be given to design the damper. It is difficult to estimate the coefficient theoretically, so the friction testing machine to measure the coefficient is also developed.

1. 序論

1.1. 自己展開トラス

自己展開トラスとは、大型宇宙構造物へ適用可能な構造様式の一つであり、アクチュエータ等の動力を利用せずに、構造を展開できるのが特徴である^[1]。自己展開トラスは Fig. 1 に示すように、主として、ブーム、ノード、ハブから成り、薄肉部材であるブームを使用することにより軽量性に、ブームをハブに巻き取って収納することにより収納性に、ブームの剛性に起因する自己伸展力により展開性に優れる。

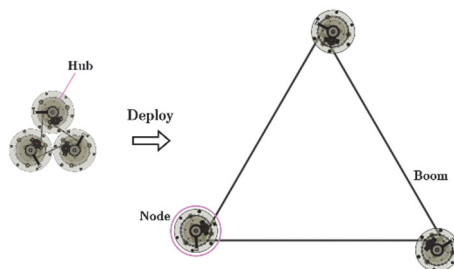


Fig. 1 Self deployable truss

収納時、ブームはハブと呼ばれる円筒状の構造に巻き付けられ、保持されている。これを解放することで、ブームは蓄えられた歪エネルギーを伸展力へと変換して伸展し、構造が展開する。しかし、ブームの伸展力が大きすぎる場合、ハブが過度に回転し、ブームの剥離を引き起こす^[2]。これは Fig. 2 に示すような、スタックと呼ばれる現象の原因であり、ブームの伸展を阻害するため、展開失敗の一因となり得る。

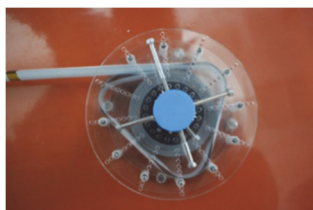


Fig. 2 Stack of boom

剥離を防止する策として、①ブームの剛性を下げて伸展力を抑える、②外部機構を取り付けて角速度を制御するといった2つの方法が考えられるが、方法①を選択した場合、ブームの剛性を下げることによって、展開後の構造全体の剛性が低下して

しまうため、好ましくない。これに対して、方法②を選択した場合、ブームの剛性に関わらず、展開速度を制御できるため、好ましいと言える。

また、適切な抵抗トルクを持つダンパを取り付けることによって、ブームの剥離を防止できることが解析的に明らかになっている^[3]。そこで本稿では、外部機構であるダンパを検討し、提案することにした。

1.2. 摩擦試験機

本稿で提案するダンパは、抵抗トルクを得るために摩擦を利用している。これは、摩擦を利用することによって、機構自体を簡素にできると考えたからである。そのためには、設計の過程において、摩擦係数を事前に推定しておく必要があるが、摩擦現象は極めて複雑であるため、これを理論的に推定するのは困難である^[4]。こういった点を踏まえ、摩擦係数を推定する現実的な手段として、摩擦試験機の利用が考えられる。しかし、宇宙での摩擦現象は、環境の違いから、地上でのそれと大きく異なる。ただ、宇宙環境を模擬できる摩擦試験機は非常に高価であるし、外部機関に試験を依頼したとしても時間がかかってしまう。こういった点から、宇宙環境下での摩擦係数の推定には、金銭的、時間的なコストがかかり過ぎるといった問題がある。そこで、機構の設計や試作機の製作を、効率よく進められるよう、簡易的に摩擦係数を推定できる摩擦試験機を製作する必要があると考えた。そこで本稿では、ダンパの提案に加え、摩擦試験機の製作および動作試験についても述べることにする。

1.3. 研究目的

筆者らの最終的な目標は、自己展開構造の信頼性を向上させることである。そのために本稿では、宇宙環境で利用可能な高速摺動部用ダンパの設計、提案を目的とし、将来的な自己展開構造への応用を目指す。具体的には、ダンパに求められる性能を整理し、それらを満たすように様々な型式のダンパを検討することによって、最適と考えられるダンパを提案する。また、本稿では、宇宙環境だけではなく、地上でも利用できるような機構を検討する。

摩擦試験機製作の最終的な目標は、宇宙環境下での摩擦現象を模擬し、その様子の観察や、摩擦係数の測定を可能にすることである。これにより、宇宙で使用できる材料の半別や、摩擦を利用する機構の設計、解析を行う際の摩擦係数推定に活かすことができる。そのために本稿では、摩擦係数の測定や、データ処理といった、利用の過程を試験し、確立することを目的とする。

2. ダンパの設計

2.1. ダンパへの要求

設計にあたり、ダンパへの主な要求を、次の Table 1 にまとめた。

Table 1 Requirement for damper	
番号	要求
R-1	所望の抵抗トルクを得られること。
R-2	展開速度を任意に制御できること。
R-3	宇宙環境下で確実に作動すること。
R-4	ブームの伸展開始時に、抵抗トルクが発生しないこと。
R-5	軽量であること。
R-6	可能な限り電気的なシステムを用いないこと。

ここで、R-4 を要求として挙げる理由について補足する。これは、自己展開構造を利用する上で、そもそも構造が展開しないという状況が、最も避けたいものだからである。筆者の研究室では、将来、自己展開構造のさらなる軽量化を図るため、ブームに炭素繊維を用いる案があるが、現状、炭素繊維で作られたブームの伸展力はそれほど大きくなく、初期状態から抵抗トルクが作用していると、展開失敗につながる恐れがある。そこで、R-4 を要求として挙げ、その問題を解決できるようなダンパを検討することにした。R-6 については、電気的な機構を使用せず、構造を展開できることが、自己展開構造の特徴であるため、その特徴を損ねないよう、要求として設定した。

2.2. 遠心ダンパ

本項では、遠心力を利用して抵抗トルクを得る型式のダンパについて述べる。

まず、提案する遠心ダンパの構造 (Fig. 3) と、作動原理 (Fig. 4) を示す。

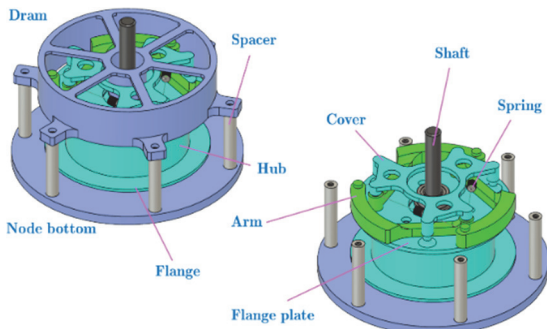


Fig. 3 Centrifugal force type damper

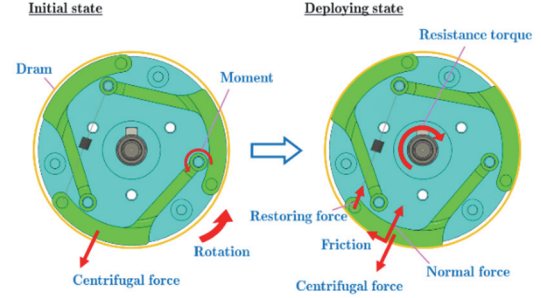


Fig. 4 Movement of arm

このダンパは、Table 1 で示した R-1 ~ 6 の全ての要求を満たすよう、設計したものである。遠心力が一定の大きさにならないと抵抗トルクが発生しない、つまり、伸展開始時にダンパが機能しないような機構となっている。また、電気的なシステムを一切使用していない点は、大きな特徴である。

抵抗トルクは、以下の順で生じる。

1. ハブの回転によって発生した遠心力がアームに作用して、回転モーメントを生じる。
2. アームが回転し、ドラムに接触する。
3. アームとドラム間の摩擦力によって、ハブの回転軸周りに抵抗トルクが生じる。

次に、抵抗トルクの概算のため、Fig. 5 について考える。ただし、アームは2つのボディに分割して考えている。また、Table 2 には図中の変数をまとめた。

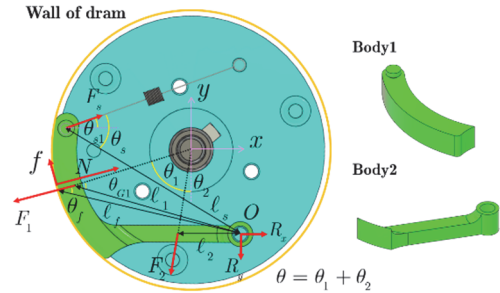


Fig. 5 Force balance of arm and separated arm

Table 2 Parameters in Fig. 5

F_1	Centrifugal force of body 1
F_2	Centrifugal force of body 2
F_s	String force
f	Friction
N	Normal force
R_x	Reaction force in the direction of x axis
R_y	Reaction force in the direction of y axis

このとき、 x 、 y 方向の力の釣合式と、点 O 周りのモーメントの釣合式は、次のように書ける。

$$\begin{aligned}
 x : & R_x - F_1 \sin \theta - F_2 \sin \theta_2 \\
 & + N \sin \theta - f \cos \theta + F_s \cos \theta_s = 0 \\
 y : & -R_y - F_1 \cos \theta - F_2 \cos \theta_2 \\
 & + N \cos \theta + f \sin \theta + F_s \sin \theta_s = 0 \\
 & F_1 \cdot \ell_1 \sin \theta_{G1} + F_2 \cdot \ell_2 \cos \theta_2 \\
 & - N \cdot \ell_f \sin \theta_f - f \cdot \ell_f \cos \theta_f - F_s \cdot \ell_s \sin \theta_s = 0
 \end{aligned} \tag{1}$$

これを解き、 N と摩擦係数 μ の積を求めることで、抵抗トルクを算出することができる。よって、抵抗トルク T は次式で書ける。

$$T = \mu N R_d \quad (2)$$

ただし、 R_d はドラムの半径である。また、各パラメータはCADソフト上で計測可能である。

筆者はこの遠心式ダンパを実際に製作し、その動作試験を行った。次のFig.6はその動作試験の様子を撮影したものである。

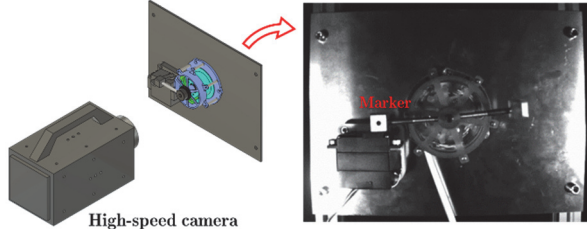


Fig. 6 Performance test

試験では、ブームの伸展によってハブが回転する様子をハイスピードカメラで撮影し、回転軸に取り付けた特徴点を追跡することによって、角速度の変化を調べた。また、この試験で使用した遠心ダンパは、ハブが120~130rad/sで回転するように設計されたものであった。しかし、実験の結果からハブの角速度が200rad/sまで増加していたことが確認され、設計したダンパの有効性を示すことはできなかった。この結果を受け、バネの復元力が強すぎた可能性を考慮して、バネを取り外し、同様の試験を行ったが、結果に変化はなかった。

2.3. 電磁ダンパ

本項では、電磁石の吸着力を利用して、抵抗トルクを得る型式のダンパについて述べる。まず、提案する電磁ダンパの構造 (Fig. 7) と、作動原理 (Fig. 8) を示す。

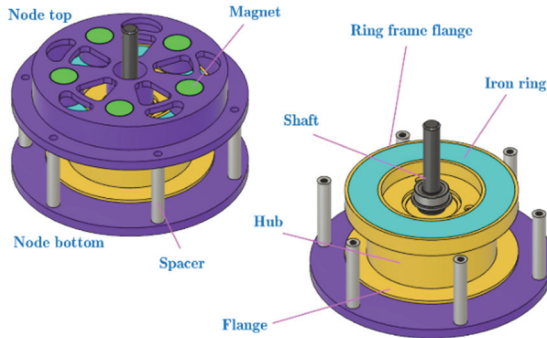


Fig. 7 Electromagnet type damper

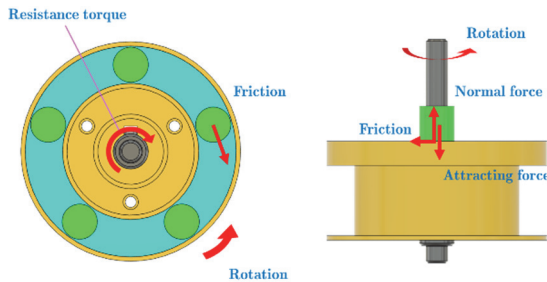


Fig. 8 Image of working electromagnet

このダンパはTable1で示した要求のうち、R-1~4までの、4つの要求を満たすよう、設計したものである。R-5、6を考慮しなかった理由としては、前述した遠心ダンパの動作試験の結果を受け、電気的な機構を用いずに、所望の抵抗トルクを得ることは、困難であると判断したためである。また、遠心ダンパ設計時に想定していたよりも、さらに小さな角速度で展開したい場合は、その原理上、アームの質量を増加させるほかなく、機構の軽量化に限界があると考えたからである。電磁石を利用したことによって、任意のタイミングでダンパを作動させることができ、また、抵抗トルクの微調節も可能となる。

抵抗トルクは、以下の順で生ずる。

1. 電磁石とリング間に生じる吸着力によって、これらが接触する (リングはハブと一体となって回転している)。
2. 電磁石とリングの間で摩擦力が生じ、ハブの回転軸周りに抵抗トルクが生じる。

また、電磁石部分の構造は次のFig.9のようになっており、電磁石が作動していない状態では、バネによって磁石表面とプレート間にスペースが生まれるため、接触することはない、抵抗トルクが発生することはない。

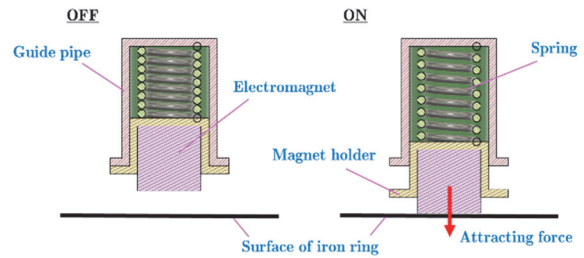


Fig. 9 Structure of electromagnet part

次に、抵抗トルクの概算について述べる。ハブの回転中心から電磁石の中心までの距離を d とする。このとき、吸着力 F_m とバネの復元力 kx の和は垂直抗力 N と等しいから、抵抗トルク T は次式で書ける。ただし、 n は磁石の個数である。

$$T = \mu n (F_m - kx) d \quad (3)$$

この形式のダンパについては、電磁石の代わりに永久磁石を用いた、試作機の製作を行った。これは、磁石と金属リング間での摩擦によって、ハブの回転を抑止するという、設計コンセプトを確認するためである。その結果、ブームが巻き付けられたハブの回転を、止めておくことができた。今後は、これを電磁石で再現できるかが課題となる。

3. 摩擦試験機の製作

3.1. 概要

製作した摩擦試験機は、ピンオンディスク方式と呼ばれる形式であり、アームの歪を測定することで、摩擦力を算出し、そこから摩擦係数を推定するというものである。この試験機の特徴として、試験片A、Bを任意に設定できる点、垂直荷重を自由に調整できる点、テーブルの回転速度を自由に制御できる点が挙げられる。

まず、製作した摩擦試験機の外観を示す (Fig. 10)。

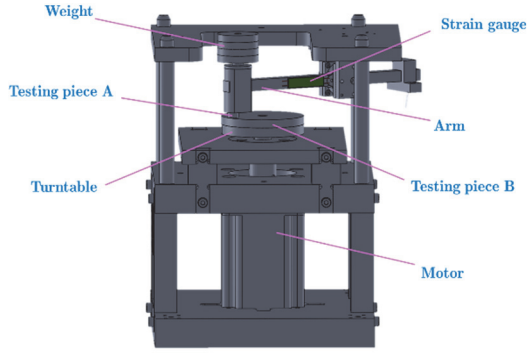


Fig. 10 Friction testing machine

この摩擦試験機を、真空槽の中へ入れ、さらに恒温槽の中へと入れることで、任意の温度や真空度を再現し、測定を行うことができる (Fig. 11).

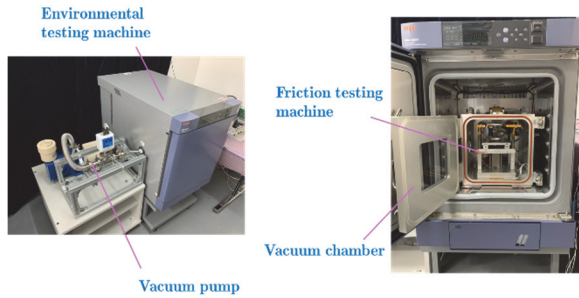


Fig. 11 Machines to simulate space environment

3.2. 摩擦係数の推定

本項では、アームの歪から、摩擦係数 μ を推定するための理論について述べる。まず、Fig. 12について考える。

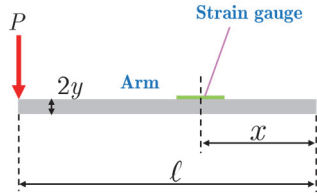


Fig. 12 Friction cause strain of arm

このとき、アームの歪は次式で書ける。

$$\varepsilon = \frac{M}{EI} y \quad (4)$$

M を代入し、 P について整理すれば、次式を得る。

$$P = \frac{EI}{(\ell - x)y} \varepsilon \quad (5)$$

摩擦力 P は、ウェイトの質量 m 、重力加速度 g を使って

$$P = \mu mg \quad (6)$$

と書けるので、(5)、(6)式から、摩擦係数は次式で求めることができる。

$$\mu = \frac{EI}{mg(\ell - x)y} \varepsilon \quad (7)$$

3.3. 動作試験

製作した試験機の動作試験のため、摩擦係数の推定試験を行った。今回、得られたデータの処理には、バンドパスフィルタを利用した。まず、実験の条件を以下の Table 3 に示す。

試験片 A の材質	アルミニウム
試験片 B の材質	アルミニウム
ウェイトの重さ	15 g
テーブルの回転数	1200 rpm
温度	-10 degree
気圧	1013 hPa

次の Fig. 13 は、測定した摩擦係数の時刻変化の様子である。

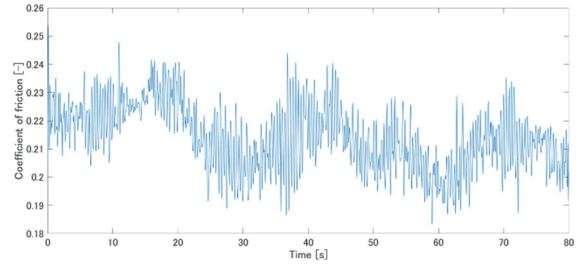


Fig. 13 Measuring result of coefficient of friction

試験の結果、Table 3 で示した条件下での摩擦係数は、最大値：0.254、最小値：0.183、平均値：0.214 となっており、今回測定したアルミ-アルミ間の摩擦係数は、一般的に知られている値よりも大きくなっている。この原因として、測定時の振動や、摩擦の環境依存性（温度、気圧、速度）などが考えられる。こういった点を含め、今後、測定値の妥当性についても、検討していく必要がある。

4. 考察および結論

本研究から、以下のような考察および結論が得られた。

- ・今回設計した遠心式ダンパでは所望する抵抗トルクを得ることは難しいと分かった。機構自体が想定通りに機能していない、もしくは、摩擦係数が想定よりも小さいことが、原因として考えられる。
- ・電磁ダンパについて、永久磁石を用いた試作品によって、機構のコンセプトが有効であること確認した。
- ・製作した摩擦試験機で、実際に、任意の環境下における、摩擦係数を測定することができた。

参考文献

- [1] Miyazaki, Y, Momoko, F, and Daiki, K, 「Membrane Structure Supported by Self-Deployable Truss for Space Applications」, 『AIAA 2018 SciTech Forum』, pp1-3, 2018
- [2] 福永桃子, 自己展開膜面トラスの展開性向上, 平成 30 年度日本大学大学院理工学研究科航空宇宙工学専攻修士論文, pp11-12, pp33-50, 2019
- [3] 似内昭夫, トライボロジー設計マニュアル, 株式会社テクノシステム, pp27-29, 2015